

Capítulo 3

FORMULACIÓN Y MODELADO EN ANSYS

En este punto, y una vez conocidas soluciones clásicas del problema de contacto como la de Hertz, vamos a adentrarnos en la solución que obtenemos utilizando el método de los elementos finitos. Para ello, en primer lugar realizaremos una breve introducción al mismo, para posteriormente comentar los distintos algoritmos de resolución de problemas de contacto y por último estudiar las diferentes metodologías de resolución que ANSYS posee.

3.1. Introducción a los Elementos Finitos

A continuación se van a dar unas nociones sobre éste método sin entrar en detalle en toda su formulación ni en demostraciones extensas de fórmulas algunas.

3.1.1. Definición del método

El método de los elementos finitos es un método de aproximación de problemas continuos, de tal forma que:

- El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”,

cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.

- La solución del sistema completo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento en los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o funciones de forma.

El MEF (Método de los Elementos Finitos) por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finito de puntos.

3.1.2. Aplicación del método

El MEF se puede entender, desde un punto de vista estructural, como una generalización del cálculo matricial de estructuras al análisis de sistemas continuos. De hecho, el método nació por evolución de aplicaciones a sistemas estructurales.

Un elemento finito \mathbf{e} viene definido por sus nodos (i, j, m) y por su contorno formado por líneas que los unen (figura 3.1). Los desplazamientos u de cualquier punto del elemento se aproximan por un vector columna $\bar{\mathbf{u}}$:

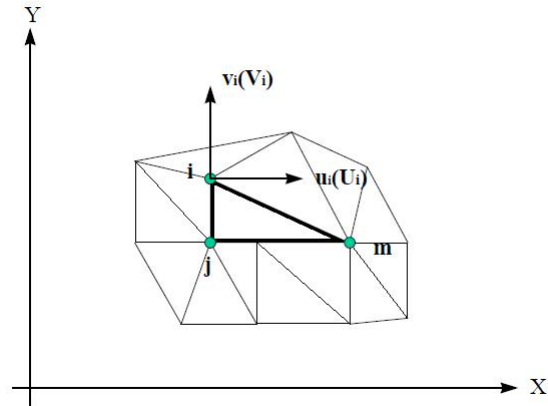


Figura 3.1: Coordenadas nodales y desplazamientos de los nodos

$$\bar{\mathbf{u}} = \sum N_i \mathbf{a}_i^e = [N_i N_j \dots] (a_i \bar{a}_j \dots)^{T^e} = \mathbf{N} \mathbf{a}^e \quad (3.1)$$

Donde \mathbf{N} son funciones de posición dadas (funciones de forma) y \mathbf{a}^e es un vector formado por los desplazamientos nodales de los elementos considerados. Además, las funciones N_i, N_j y N_m han de escogerse de tal forma que al sustituir en (3.1) las coordenadas nodales, se obtengan los desplazamientos nodales.

Conocidos los desplazamientos de todos los puntos del elemento, se pueden determinar las deformaciones (ϵ) en cualquier punto. Que vendrán dadas por una relación del tipo:

$$\epsilon = \mathbf{S} \mathbf{u} \quad (3.2)$$

Siendo \mathbf{S} un operador lineal adecuado. Sustituyendo, la expresión (3.1) en (3.2), se obtienen las siguientes expresiones:

$$\epsilon = \mathbf{B} \mathbf{a} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{B} = \mathbf{S}\mathbf{N} \quad (3.4)$$

Suponiendo que el cuerpo esta sometido a unas deformaciones iniciales $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ debidas a cambios térmicos, cristalizaciones etc. y que tiene tensiones internas residuales $\boldsymbol{\sigma}_0$ la relación entre tensiones y deformaciones en el cuerpo viene dada por:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0 \quad (3.5)$$

Siendo \mathbf{D} una matriz de elasticidad que contiene las propiedades del material o materiales.

Por otro lado y si hacemos uso del Teorema de los Trabajos Virtuales, la relación entre las fuerzas nodales y tensiones en el contorno y fuerzas distribuidas obtenemos el resultado siguiente:

$$\mathbf{q}^e = \int_{V^e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma} dV - \int_{V^e} \mathbf{N}^T \mathbf{b} dV \quad (3.6)$$

Ahora \mathbf{q}^e son las fuerzas que actúan sobre los nodos, que son estáticamente equivalentes a las tensiones en el contorno y a las fuerzas distribuidas que actúan sobre el elemento. Mientras que las fuerzas distribuidas \mathbf{b} son las que actúan por unidad de volumen en direcciones correspondientes a los desplazamientos \mathbf{u} en ese punto.

La expresión (3.6) es válida con carácter general cualesquiera que sean las relaciones entre tensiones y deformaciones. Además, si las tensiones siguen una ley lineal como (3.5), se puede reescribir la ecuación de la forma siguiente:

$$\mathbf{q}^e = \mathbf{K}^e \mathbf{a}^e + \mathbf{f}^e \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{K}^e &= \int_{V^e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \\ \mathbf{f}^e &= - \int_{V^e} \mathbf{N}^T \mathbf{b} dV - \int_{V^e} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}_0 dV + \int_{V^e} \mathbf{B}^T \boldsymbol{\sigma}_0 dV \end{aligned}$$

En la expresión de \mathbf{f}^e aparecen, por este orden, las fuerzas debidas a las fuerzas distribuidas, las deformaciones iniciales y las tensiones iniciales. \mathbf{K} es la matriz de rigidez.

Si existen fuerzas distribuidas por unidad de superficie t , se añadiría un término adicional a las fuerzas nodales del elemento cuyo contorno posee una superficie \mathbf{A}^e , dicho término sería de la forma:

$$- \int_{A^e} \mathbf{N}^T t dA$$

donde como es lógico, t tendrá que tener el mismo número de componentes que u para que la expresión anterior sea válida.

Una vez obtenidos los desplazamientos nodales por resolución de las ecuaciones, se pueden calcular las tensiones en cualquier punto del elemento:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\mathbf{B}\mathbf{a}^e - \mathbf{D}\boldsymbol{\varepsilon}_0 + \boldsymbol{\sigma}_0 \quad (3.8)$$

3.1.3. Funciones de forma

La interpolación es un elemento clave en el MEF, puesto que es a través de las funciones de forma, o, interpolación, donde se consigue reducir el problema a la determinación de los desplazamientos de unos nodos. Estas funciones deben dar valores suficientemente aproximados de los desplazamientos de cualquier punto del elemento, en función de los desplazamientos de los nodos.

De entre las propiedades de las mismas podemos destacar la derivabilidad (si el operador \mathbf{S} es de orden m la función de forma deberá soportar la m -ésima derivada), integrabilidad (por coherencia con la ecuación (3.6), una vez se realiza la m -ésima derivada, la función de forma debe ser integrable), semejanza con las leyes de distribución de desplazamientos (una vez aplicado el operador \mathbf{S} , las funciones tienen que ser continuas) y condición de polinomio completo (si la función escogida es polinómica, lo que suele ser lo mas

habitual para que la función se aproxime hasta el término m -ésimo a la solución real, el polinomio completo).

Además, las funciones de forma deberán cumplir el criterio de la parcela, que dice que si aislamos un conjunto de elementos no conformes¹, al aplicar un estado de desplazamientos que provoque una deformación constante, si ésta efectivamente tiene lugar, no se disipa trabajo y el elemento es válido para la formulación.

Por último comentar que existen diferentes tipos de funciones de forma, agrupándose en dos grandes familias: serendípitas (en las que sólo existen nodos frontera) y lagrangianas (donde se incluyen además nodos intermedios). También, y en busca de conseguir un mayor ajuste de los elementos a la geometría del cuerpo, existe también una interpolación de tipo geométrico, lo que nos permite obtener elementos de lados curvos a partir de un elemento de referencia.

3.1.4. Funcionamiento de un programa de elementos finitos

Los problemas para el cálculo por elementos finitos disponen de tres módulos de trabajo:

- PRE-PROCESADOR: donde se prepara el modelo para el cálculo. En él se realizan las operaciones de:
 - Dibujo del modelo
 - Selección del tipo de elemento o elementos a emplear. En función del tipo de cálculos a realizar estos programas suelen disponer de diferentes tipos de elementos que son especiales para cada aplicación.
 - Selección de los materiales a emplear, que pueden obtenerse de las librerías, o ser definidos por el usuario.

¹ Aquellos que no aseguran la unicidad de la ley de desplazamientos, hecho que provoca la existencia de deformaciones infinitas en el contorno entre los elementos.

- Asignación de elemento y propiedades de los materiales a los diferentes componentes del modelo.
 - Mallado de los componentes del modelo.
 - Aplicación de las cargas exteriores.
 - Aplicación de las condiciones de contorno del modelo.
- CALCULADOR (SOLVER): es la parte del programa que realiza todo el cálculo de elementos finitos y genera soluciones
 - Selección del tipo de análisis a realizar (transitorio, régimen armónico, estático...).
 - Configuración de los parámetros de cálculo. Selección de intervalos de tiempo, norma del error, número de iteraciones...
 - Inicio del cálculo: el programa empieza transfiriendo las cargas al modelo, genera las matrices de rigidez, realiza la triangulación de la matriz, resuelve el sistema de ecuaciones y genera la solución.
 - POST-PROCESADOR: es la herramienta que permite la representación gráfica de los resultados, así como resultados indirectos que se pueden obtener operando las soluciones del modelo.

3.2. Algoritmos de contacto

Veamos ahora los tipos de algoritmos en los que se basa ANSYS para obtener una solución a los problemas de contacto [7] y [8].

3.2.1. Penalty Method

Si utilizamos este método, asumimos la fuerza de contacto a partir de la rigidez de contacto, definida por la constante real FKN en

los elementos de contacto de tipo 17X, y la distancia que existe entre dos nodos existentes en cuerpos separados (la separación o gap).

Este método tiene la ventaja de incluir las restricciones de penetración directamente en la formulación, de manera que podríamos formular el problema de contacto sin restricciones. El principio de funcionamiento consiste en aplicar valores elevados a las restricciones, penalizándolas cuando se acercan a la frontera de la región admisible (de la región que delimita las restricciones). El método sigue el algoritmo de Newton-Raphson definido anteriormente.

Sin embargo, uno de los problemas del mismo es satisfacer la condición de no penetración. Ésta está totalmente satisfecha cuando el penalizador de la restricción es finito, hecho que no siempre en situaciones reales puede satisfacerse y lo que conlleva al no muy habitual uso de este método.

Por otro lado, ANSYS necesita conocer los valores de la rigidez normal y tangencial, pues la penetración va a depender de éstos valores. Valores elevados de la rigidez disminuyen la penetración, pero pueden ocasionar problemas con la matriz de rigidez y perder convergencia. De manera, que habrá que buscar un valor adecuado de la rigidez (tanto normal como tangencial) para que la penetración sea pequeña y no influya mucho en el comportamiento del análisis.

3.2.2. Lagrange Multiplier Method

Este método se caracteriza fundamentalmente por su sentido físico. Ahora vamos a tratar la fuerza de contacto como un grado de libertad separado del resto. Esto significa, que vamos a resolver las fuerzas (o presiones) de contacto directamente de la formulación.

Dicha formulación tiene la ventaja de que vamos a poder satisfacer la condición de impenetrabilidad sin tener que “trabajar” con rigideces de contacto o penetraciones impuestas. Ahora usaremos el límite de penetración o el límite de deslizamiento elástico para

calcular las tensiones de contacto.

Desde que conocemos que la fuerza de contacto tiene un valor finito, si intentamos satisfacer la condición de impenetrabilidad con el método anteriormente descrito (*penalty method*) tenemos que tener una rigidez de contacto finita. También, hemos visto que conseguir cumplir este requisito es algo en lo que no obtenemos mucha precisión, por lo que si tratamos de resolver el problema de contacto tratando las presiones de contacto como un grado de libertad adicional, éste problema de la no precisión desaparece.

El método impone restricciones de impenetrabilidad entre cuerpos, además de deslizamiento cero cuando se encuentran en estado de adhesión. De este modo, las soluciones que obtenemos (multiplicadores de Lagrange) corresponden físicamente a las presiones de contacto necesarias para impedir la impenetrabilidad entre los cuerpos.

De entre las dificultades que entraña este algoritmo tenemos que tener cuidado con la transición entre contacto abierto o cerrado, así como entre deslizamiento y adhesión, para ello podemos “jugar” con los valores de TOLN (máxima penetración permitida) y de FTOL (máxima fuerza permitida).

3.2.3. **Augmented Lagrange Method**

Este algoritmo podríamos definirlo como el PENALTY METHOD con control de la penetración. Las iteraciones del método de Newton-Raphson empiezan igual que en el PENALTY METHOD, y al igual que en LAGRANGE MULTIPLIER METHOD, la constante real TOLN determina la penetración máxima.

Si la penetración en una iteración excede la máxima permitida, la rigidez de contacto para cada elemento será aumentada con los multiplicadores de Lagrange. En otras palabras, si la penetración es mayor que la permitida, la fuerza (presión) se calculará como:

$$\lambda_{i+1} = \lambda_i + k_{contact} x_{pene} .$$

Esto hace que uno pueda pensar que este método es igual que el PENALTY METHOD salvo la rigidez de contacto, la cuál se va “actualizando” para cada elemento de contacto. Este hecho se repetirá hasta que la penetración sea menor que la máxima permitida.

3.2.4. Lagrange Multiplier and Penalty Method

Ahora estamos en un método que utiliza la misma formulación que el método de los Multiplicadores de Lagrange para determinar la matriz de rigidez normal, mientras que para la matriz de rigidez de contacto tangencial usa el Penalty Method. Permite un pequeño deslizamiento cuando los dos solidos se encuentran en adhesión.

3.3. Método de Newton-Raphson

Como estamos resolviendo un problema no lineal con ANSYS, éste tiene que usar un método de resolución adecuado para estos tipos de problemas, de manera que utiliza el método de Newton-Raphson que a continuación detallaremos [7].

Partimos de la siguiente expresión:

$$\mathbf{K}(\mathbf{u})\mathbf{u} = \mathbf{F}_a \quad (3.9)$$

siendo los diferentes términos:

- $\mathbf{K}(\mathbf{u})$: matriz de rigidez
- \mathbf{u} : vector de desplazamientos
- \mathbf{F}_a : vector de cargas aplicadas (fuerzas externas)

Como podemos observar, la matriz \mathbf{K} depende de los desplazamientos \mathbf{u} , hecho que imposibilita su resolución por métodos lineales.

A continuación vamos a definir una función $\phi(\mathbf{u})$, tal que $\phi(\mathbf{u}_0) = \mathbf{F}_{\text{NR}_0}$, y si hacemos la serie de Taylor centrada entorno al punto u_0 y expandimos los dos primeros términos, nos queda:

$$\phi(\mathbf{u}) = \phi(\mathbf{u}_0) + \left(\frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}\mathbf{u}} \mathbf{F} \right)_0 \Delta \mathbf{u} \quad (3.10)$$

donde además:

$$\left(\frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}\mathbf{u}} \mathbf{F} \right)_0 = \mathbf{K}_{T_0} \quad (3.11)$$

siendo \mathbf{K}_{T_0} la matriz de rigidez tangente.

Por otro lado, si tenemos un $\Delta \mathbf{u}_0$ tal que $\phi(\mathbf{u}) = \mathbf{F}_a$ y sabiendo que $\phi(\mathbf{u}_0) = \mathbf{F}_{\text{NR}_0}$, si sustituimos en (3.10), obtenemos:

$$\phi(\mathbf{u}) = \phi(\mathbf{u}_0) + \left(\frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}\mathbf{u}} \mathbf{F} \right)_0 \Delta \mathbf{u}_0 \iff \mathbf{F}_a = \mathbf{F}_{\text{NR}_0} + \mathbf{K}_{T_0} \Delta \mathbf{u} \iff \mathbf{K}_{T_0} \Delta \mathbf{u}_0 = \mathbf{F}_a - \mathbf{F}_{\text{NR}_0} \quad (3.12)$$

de este modo, obtendríamos el valor de $\mathbf{u}_1 = \mathbf{u}_0 + \Delta \mathbf{u}_0$.

Generalizando el método:

$$\mathbf{K}_T \Delta \mathbf{u}_i = \mathbf{F}_a - \mathbf{F}_{\text{NR}} \quad (3.13)$$

$$\mathbf{u}_{i+1} = \mathbf{u}_i + \Delta \mathbf{u}_i \quad (3.14)$$

donde:

- \mathbf{K}_T : matriz de rigidez tangente;
- \mathbf{u}_i : vector de desplazamientos en la iteración i ;
- $\Delta \mathbf{u}_i$: incremento del vector de desplazamientos en la iteración i ;
- \mathbf{F}_a : vector de fuerzas aplicadas;
- \mathbf{F}_{NR} : vector de fuerzas internas de los elementos (diferencia entre fuerzas aplicadas y las opuestas a las cargas en los nodos)

internos, o también fuerzas no balanceadas).

Después de todo esto, podemos enumerar los pasos generales en los que este algoritmo de resolución de problemas no lineales consistiría:

1. Definir el vector de desplazamiento inicial $\mathbf{u}_0 = 0$.
2. Obtener \mathbf{K}_T y \mathbf{F}_{NR} para el desplazamiento actual u_i .
3. Calcular $\Delta\mathbf{u}_i$ resolviendo (3.13).
4. Resolver $\mathbf{u}_{i+1} = \mathbf{u}_i + \Delta\mathbf{u}_i$.
5. Si el problema converge ya tenemos la solución. Si no, volvemos al paso 2.

Para que el método converga, uno de los criterios más usados en el método de Newton-Raphson, es la igualdad o cuasi-igualdad entre las fuerzas aplicadas y las fuerzas que hemos llamado no balanceadas $\mathbf{F}_a \simeq \mathbf{F}_{NR}$.

3.4. Modelado del contacto entre sólidos

Como anteriormente hemos mencionado, los problemas de contacto son altamente no lineales, y requieren, como en nuestro caso, de softwares comerciales para resolverlos. Es importante entender la física del problema y modelar adecuadamente el problema para obtener la mejor solución posible.

Éstos presentan dos dificultades principalmente. Primero, el desconocimiento general que se tiene de las regiones que van a entrar en contacto y cuándo ocurre este hecho; dependerá entre otras cosas de las cargas, el material, las condiciones de contorno...que harán que dichas regiones entren o no en contacto de una manera a “primera vista” impredecible. Luego tenemos el ya comentado tema de la fricción. Hay varios modelos para modelar la fricción y todos ellos no

lineales, lo que dificultará en gran medida la convergencia de la solución.

ANSYS diferencia entre problemas de contacto entre dos sólidos, uno rígido y otro flexible y ambos flexibles. En el primero, una o más superficies de contacto son tratadas como rígidas (mayor rigidez relativa de una sobre otras), siendo un problema típico el contacto entre un material “duro” y otro “blando”. El otro caso, flexible-flexible, es el más común; todos los cuerpos en contacto son deformables (rigidez similar).

3.4.1. Visión general de las metodologías de resolución en ANSYS

ANSYS soporta cinco metodologías de contacto: nodo-a-nodo, nodo-a-superficie, superficie-a-superficie, línea-a-línea y línea-a-superficie. Cada tipo, además de utilizar diferentes elementos de contacto, son apropiados para tipos de problemas específicos. En este proyecto sólo estudiaremos las tres primeras.

El programa, nos presenta además una amplia ayuda donde podemos observar con mucho detalle las características de todos los modelos [2]. No es objeto de este proyecto describir toda la ayuda de ANSYS, pero sí vamos a describir algunos temas útiles a la hora de resolver un problema de contacto. De este modo, de aquí en adelante vamos a llamar “par” de contacto a una combinación de elementos TARGE`XXX` y CONTAX`XXX` que nos van a servir para modelar las superficies que van a entrar en dicho estado.

En la tabla siguiente, tenemos un pequeño resumen de los elementos que utilizaremos y sus capacidades:

	Nodo-a-Nodo			Nodo-a-Superficie	Superficie-a-Superficie	
	12	52	178	175	171,172	173,174
Nº elemento CONTACT				175	171,172	173,174
Nº elemento TARGET				169,170	169	170
2-D			Si	Si	Si	
3-D		Si	Si	Si		Si
Lagrange Multiplier			Si	Si	Si	Si
Augmented Lagrangian			Si	Si	Si	Si
Lagrange Multiplier + Penalty Method			Si	Si	Si	Si

- Elementos de contacto superficie-a-superficie

Estos elementos se pueden usar tanto para problemas rígidos-flexibles, como flexibles-flexibles. Se apoyan en una superficie objetivo “target surface” y una superficie de contacto “contact surface” para formar el par de contacto.

La superficie objetivo es modelada mediante los elementos TARGE169 (problemas 2-D) o TARGE170 (problemas 3-D). mientras que la superficie de contacto la modelamos mediante los elementos CONTA171, CONTA172, CONTA173 y CONTA174.

Además, presentan ventajas frente a los elementos nodo-a-superficie (que veremos posteriormente) como soportar elementos de mayor y menor orden tanto en la superficie “target” como en “contact”, la obtención de mejores resultados de contacto desde el punto de vista ingenieril o no presentar restricciones en la forma de modelar la superficie “target”.

- Elementos de contacto nodo-a-superficie

El elemento de contacto usado para modelar un problema por el método nodo-a-superficie es el CONTA175. Soporta entre otras cosas gran deslizamiento, grandes deformaciones y diferentes mallados de los componentes del par de contacto.

- Elementos de contacto nodo-a-nodo

La mejor elección para modelar un problema nodo-a-nodo es usar el elemento CONTA178 ya que ofrece más variedad de opciones y tipo de resolución que los otros CONTAC12 o CONTAC52. Para usar este tipo de elemento, es conveniente conocer la localización del contacto previamente. Además, este tipo de problemas de contacto normalmente involucran pequeños deslizamientos relativos entre las superficies en contacto (incluso en el caso de no linealidades geométricas).

3.4.2. Superficie-a-Superficie

A continuación, vamos a tratar en profundidad el método de resolución de problemas de contacto de ANSYS superficie-a-superficie. Como mencionamos anteriormente, podemos resolver tanto problemas entre sólidos rígidos y flexibles como dos sólidos flexibles.

Para comenzar, recordaremos que para crear “pares” de contacto 2-D podremos utilizar el elemento TARGE169 con CONTA171 o CONTA172, mientras que para 3-D tenemos el TARGE170 con CONTA173 y CONTA174. Cada par de contacto es definido mediante el mismo número de constante real. Pero, ¿cómo realizar un análisis de contacto entre sólidos superficie-a-superficie?; los pasos a seguir son los siguientes:

- *Creación de la geometría del modelo y mallado*; lo primero que hay que hacer es crear el modelo sólido que represente la geometría de los sólidos que van a entrar en contacto. Además

habrá que definir los tipos de elementos, constantes reales y las propiedades de los materiales. Luego tendremos que mallar adecuadamente las áreas o volúmenes correspondientes.

- Identificar los pares de contacto; es importantísimo realizar una buena aproximación de la zona donde probablemente ocurra el contacto. Dicha zona podría ser arbitraria, sin embargo, para una eficiente solución, es conveniente delimitarla adecuadamente (figura 3.2)². Una vez localizada, tendremos que definir qué superficie es la objetivo o TARGET y cuál es la CONTACT mediante los tipos de elementos correspondientes. De manera, que los elementos TARGETXXX y CONTACTXXX formarán un par de contacto asociado a una constante real determinada. Además, diferentes pares de contacto pueden ser definidos por diferentes constantes reales.

Dependiendo de la geometría del modelo, más de una superficie TARGET podría interactuar con la misma superficie CONTACT.

- Designar las superficies CONTACT y TARGET; los elementos CONTACTXXX tienen la particularidad de que no pueden penetrar en la superficie TARGET. Sin embargo, los elementos TARGETXXX pueden penetrar en la superficie CONTACT. Para problemas rígidos-flexibles, la superficie TARGET es siempre la superficie rígida y la CONTACT la deformable, mientras que en los problemas flexibles-flexibles la elección de qué superficie es CONTACT y cuál TARGET puede llevar a diferentes soluciones. Para ello, ANSYS en su ayuda, ofrece diferentes guiones para designar el tipo de superficie.
- Definir la superficie TARGET; la superficie TARGET puede ser 2-D o 3-D y rígida o deformable. Para superficies TARGET deformables, usaremos normalmente el comando ESURF para

²Las figuras de esta sección están tomadas de [2]

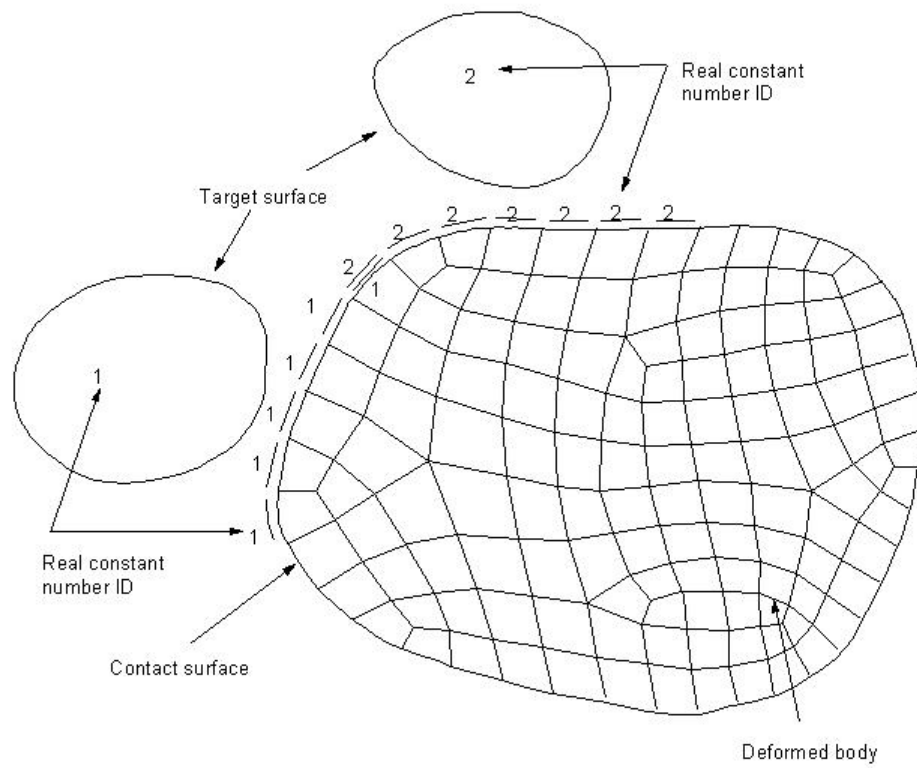


Figura 3.2: Localización de las zonas de contacto

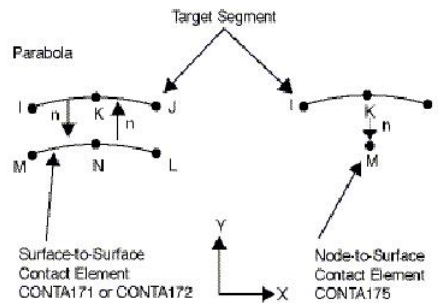


Figura 3.3: Elementos TARGE169

generar los elementos TARGET teniendo en cuenta el mallado existente.

Ahora, vamos a detenernos un momento en describir brevemente dichos elementos. El elemento TARGE169 está formado por un conjunto de “segmentos” como podemos ver en la figura (3.3). La superficie puede ser tanto rígida como flexible.

Mientras que el elemento TARGE170 figura (3.4) lo utilizaremos para problemas 3-D.

- *Definir la superficie CONTACT*; para crear una superficie CONTACT deformable, debemos definir dicha superficie usando uno de los siguientes elementos de contacto: CONTA171 o CONTA172 (2-D) y CONTA173 o CONTA174 (3-D). La superficie de contacto es definida por el conjunto de elementos de contacto que “comprimen” la superficie del cuerpo deformable. Además, al igual que los elementos de la superficie TARGET, debemos definir el tipo de elemento de dicha superficie, luego seleccionar un número para la constante real y por último generar el elemento de contacto. Los tipos de elementos de contacto los

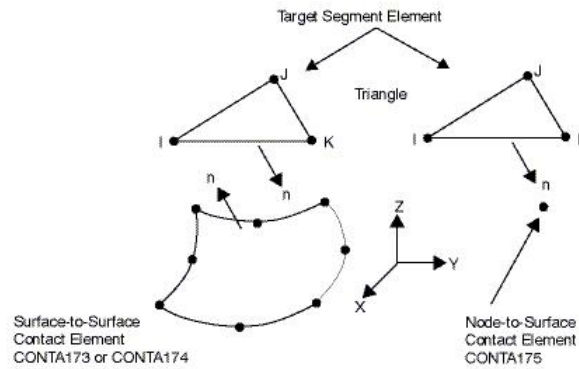


Figura 3.4: Elemento TARGE170

podemos observar a continuación figura (3.5).

Donde el elemento CONTA171, es un elemento 2-D, que posee 2 nodos y que puede ser localizado en superficies 2-D de elementos como el solid, shell o el beam. El CONTA172, es un elemento también 2-D pero de mayor orden que el anterior que puede ser localizado en superficies 3-D de elementos como el PLANE82.

Por otra parte, el CONTA173, podemos observar que es un elemento 3-D de 4 nodos, mientras que el CONTA174 es un elemento cuadrilátero de mayor orden que el anterior.

Por último, comentar que podemos generar los elementos de contacto automáticamente. Para ello, primero seleccionaremos los nodos de los cuerpos deformables, para luego mediante el comando ESURF generar los elementos. Además, si la superficie de contacto está mallada con elementos SOLID, ANSYS automáticamente determina la dirección de la normal exterior necesaria para el cálculo en problemas de este tipo.

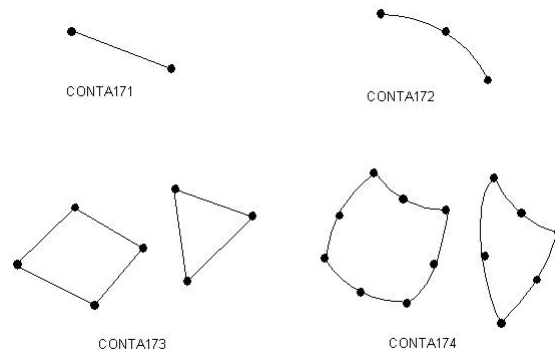


Figura 3.5: Tipos elementos de contacto

- Utilizar las *KEYOPTS* de los elementos y las constantes reales;
 ANSYS utiliza varias constantes reales y KEYOPTIONS para controlar el comportamiento de los elementos de contacto superficie-a-superficie. No es objeto en este proyecto describir todas y cada una de las opciones que ANSYS nos ofrece, pero sí vamos dar algunas nociones sobre ciertas opciones importantes.

Por ejemplo, la constante real FKN define un factor de rigidez normal de contacto o FTOLN es un factor basado en el espesor del elemento utilizado para calcular la penetración permitida. Por defecto para éstas y las demás constantes reales ANSYS nos ofrece unos valores.

También comentaremos cómo trata ANSYS valores positivos y negativos de dichas constantes. Para una serie de ellas, como son FKN, FTOLN, ICONT, PINB, PMAX... ANSYS interpreta un valor positivo como un “factor de escala” e interpreta uno negativo como un valor absoluto. Por ejemplo ICONT define un factor inicial de “ajustamiento”; si tenemos un valor de 0.1, éste indica un valor de “cerramiento” de 0.1 x profundidad del elemento, mientras que si tenemos un valor de -0.1, indica que el actual ajuste es de 0.1 unidades.

De entre las KEYOPTIONS, podemos destacar para los elementos de contacto superficie-a-superficie, ANSYS nos ofrece diferentes algoritmos de contacto modificando la KEYOPT(2), además nos permiten elegir diferentes modelos de rozamientos, así como ajustar una posible interpenetración inicial.

- Definir/controlar el movimiento de la superficie TARGET; para controlar un posible movimiento de la superficie TARGET usaremos un nodo “piloto” si dicha superficie está sometida a alguna carga, desplazamientos, conectada a otros elementos etc...
- Aplicar las condiciones de contorno;
- Definir las opciones de solución y los pasos de carga; la convergencia de la solución de los problemas de contacto, depende fuertemente del problema particular que se está intentando resolver. Para el caso superficie-a-superficie, existen una serie de recomendaciones para intentar conseguir una correcta solución.
- Resolver el problema de contacto; en este punto ya podemos realizar el análisis no lineal y por tanto resolver el problema. Sin embargo, hay que tener en mente ciertos aspectos como chequear las constantes reales asociadas a los pares de contacto, verificar las condiciones de contorno de la superficie TARGET, chequear el estado de contacto de la superficie TARGET al comenzar el análisis etc...
- Revisar los resultados; los resultados de un problema de contacto suelen ser tensiones, desplazamientos, reacciones e información de parámetros de contacto (presión de contacto, deslizamiento etc.). Todo esto puede verse en el post-procesador POST1.

Por último, comentar que todo esto lo podemos verificar en el Apéndice A, en los comandos para generar el ejemplo de CILINDROS-2D.

3.4.3. Nodo-a-Superficie

Podemos usar la metodología de resolución nodo-a-superficie tanto para problemas flexibles-flexibles como para rígidos-flexibles entre una superficie y un nodo. El elemento de contacto que utilizaremos será el CONTA175. Incluso podemos usar este tipo de elemento para representar el contacto entre dos superficies si definimos una de ellas como un conjunto de nodos.

El contacto nodo-a-superficie es un fenómeno que ocurre con asiduidad en aplicaciones ingenieriles de modo, que es interesante conocer sus tensiones, desplazamientos, fuerzas ... que ocurren en el contacto entre ambos cuerpos.

Como hemos comentado, el elemento de contacto usado es el CONTA175 (figura 3.6). Dicho elemento se caracteriza por:

- Posee un nodo y su superficie TARGET se define mediante el elemento TARGE169 o TARGE170. Además usa el mismo conjunto de constantes reales que los elementos utilizados en el método superficie-a-superficie.
- Es capaz de resolver problemas 2-D o 3-D de contacto rígido-flexible y flexible-flexible.
- Los elementos se generan usando el comando ESURF.

A la hora de realizar un análisis usando esta metodología hay que decir que los pasos utilizados son similares a los explicados anteriormente en el caso superficie-a-superficie con las salvedades propias del tipo de elemento utilizado. Entre ellas nos encontramos las KEYOPTIONS; una de muy frecuente uso suele ser la número 3, mediante la cuál obtendremos resultados en presiones o en fuerzas, hecho que influirá también en los valores de algunas constantes reales que hemos de definir. También la número 4, nos permite definir la dirección de la normal exterior, que puede ser perpendicular a la superficie

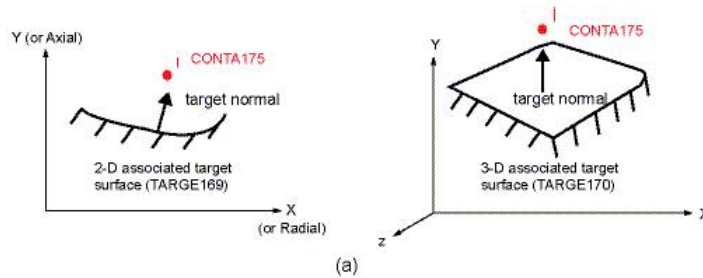


Figura 3.6: Elemento CONTA175

TARGET o a la CONTACT. Un ejemplo de programación en ANSYS nodo-a-superficie lo podemos observar en el Apéndice A, en los comandos relacionados con el problema Esfera-Plano.

3.4.4. Nodo-a-Nodo

Podemos usar elementos de contacto nodo-a-nodo para modelar contacto entre puntos (flexible-flexible o rígido-flexible) o para representar el contacto entre superficies especificando el contacto entre nodos que estén uno enfrente de otro (sobre la misma vertical).

Los elementos de contacto más comúnmente usados son los siguientes (nosotros nos centraremos en el CONTA178, figura (3.7));

Nos centraremos en él, porque frente a los otros, soporta más algoritmos de resolución (penalty function, augmented lagrangian...), el programa nos puede dar automáticamente si lo deseamos la rigidez de contacto (constantes reales FKN-FKS), tenemos más flexibilidad para definir la normal de contacto y soporta el modelo de fricción de Coulomb.

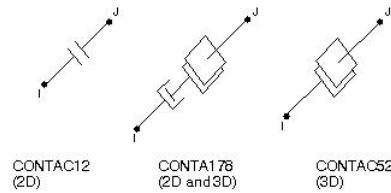


Figura 3.7: Elementos de contacto nodo-a-nodo

Para generar un análisis nodo-a-nodo procedemos de forma similar a los dos tipos anteriores, siendo característico de este tipo de análisis la declaración de los elementos de contacto, que se realizará mediante el comando `E` y sus correspondientes `KEYOPTIONS`, tal y como podemos observar en el Apéndice A para Cilindros 3-D.

3.5. Descripción del análisis no lineal

Una vez que introducimos el comando `SOLVE`, ANSYS (si todo es correcto) nos lanza una pantalla del tipo (figura 3.8) donde observamos como va “avanzando” el análisis no lineal. A continuación vamos a explicar cada uno de los títulos y leyendas [19] y [7].

- En la parte superior el título que aparece corresponde al valor del tiempo de la última iteración calculada. Éste valor puede ser modificado mediante el comando `TIME`, antes de resolver el problema.
- En el eje x, tenemos el título `Cumulative Iteration Number`, que nos indica el número de iteraciones (segun el método de Newton-Raphson) que ANSYS está realizando para resolver el

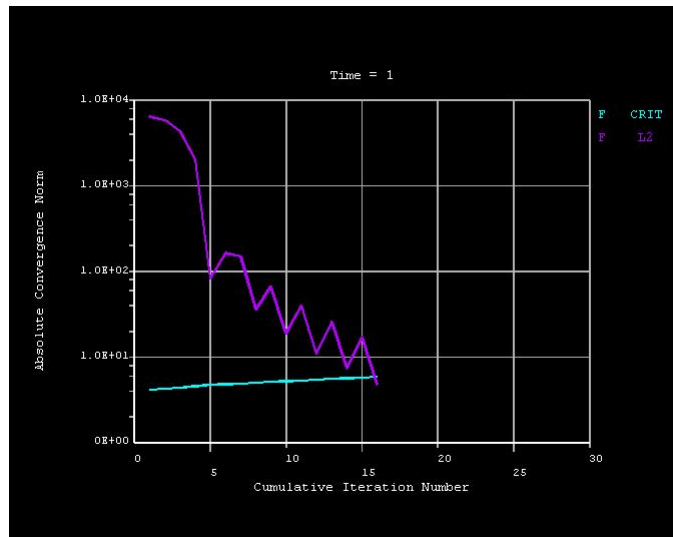


Figura 3.8: Análisis no lineal en ANSYS

problema. Dependiendo de la mucha o poca no linealidad del problema se requerirán más o menos iteraciones.

- En el eje y, nos encontramos con el título Absolute Convergence Norm, que no es más que un valor normalizado que nos servirá de referencia para comparar magnitudes.

En cuanto al conjunto de líneas que van apareciendo son las siguientes:

- F CRIT, se refiere al valor de la fuerza del criterio de convergencia. El valor de F CRIT es igual al producto de VALUE y TOLER.
 - VALUE es la raíz cuadrada del sumatorio de las fuerzas exteriores aplicadas al cuadrado. Este valor puede ser cambiado mediante el comando CNVTOL, y por defecto toma un valor del 0.001.
 - TOLER es un valor que vale por defecto el 0.5% de las cargas.

$$F\ CRIT = VALUE \times TOL \quad (3.15)$$

$$VALUE = \sqrt{\sum_{i=1}^{nodos} f_{ext_i}^2} \quad (3.16)$$

$$TOL = 0,005 \quad (3.17)$$

- F L2 se refiere a la norma vectorial L2 de las fuerzas. La norma L2 se define como la raíz cuadrada del sumatorio de la diferencia entre las fuerzas exteriores e interiores en los nodos.

$$F\ L2 = \sqrt{\sum_{i=1}^{nodos} (f_{ext_i} - f_{int_i})^2} \quad (3.18)$$

Para cada sup-paso de carga, ANSYS itera hasta que el valor de F L2 queda por debajo del valor de F CRIT. Cuando esto ocurre, se considera que la solución está dentro de la tolerancia correcta y se pasa al siguiente sub-paso de carga.